

Pembuatan dan Pengujian Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro Turbin Banki Daya 200 Watt

Andi Ade Larasakti, Syukri Himran dan A. Syamsul Arifin

Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Hasanuddin, Makassar

Abstract

The study aims to find out how to get start in fabricating Banki turbine of 200 watt in electical power capacity and determine the influence of fixed blade opening and dynamometer loading variation. This study was performed and examined directly in the laboratory of University of Muslim Indonesia Makassar, turbine rotation velocity, water capacity, were measured using hand tachometer, and manometer respectively. The fixed blade valve setting also performed during the test. The result of study show that fixed blade opening with load variation at constant rotation turbine produced maximum power as follows: fixed blade opening of 12° with 2 kg load in 550 rpm produced 72 watt of electrical power and maximum fixed blade opening of 20° with 5.2 kg load in 550 rpm produced 186 watt of electrical power.

Keyword : Daya (watt), Head (meter), Putaran (Rpm)

PENDAHULUAN

Pengembangan turbin kompatibel merupakan kegiatan penelitian guna mendapatkan suatu prototype dengan desain yang kokoh dan handal. Pada penelitian ini dirancang turbin type banki dengan diameter runner 120 mm dengan daya yang direncanakan 200 watt.

Indonesia mengalami lonjakan hebat dalam konsumsi energi. Dari tahun 2000 hingga tahun 2004 konsumsi energi primer Indonesia meningkat sebesar 5.2 % per tahunnya. Peningkatan ini cukup signifikan apabila dibandingkan dengan peningkatan kebutuhan energi pada tahun 1995 hingga tahun 2000, yakni sebesar 2.9 % pertahun. Dengan keadaan yang seperti ini, diperkirakan kebutuhan listrik indonesia akan terus bertambah sebesar 4.6 % setiap tahunnya, hingga diperkirakan mencapai tiga kali lipat pada tahun 2030.

Penelitian ini sangat penting mengingat potensi tenaga air tersebar hampir diseluruh indonesia dan diperkirakan mencapai 75.000 MW, sementara dimanfaatkan untuk pembangkit baru sekitar 2,5% dari potensi yang ada. Untuk memenuhi kebutuhan listrik daerah pedesaan yang belum terjangkau PLN, dan mengingat tenaga air salah satu potensi sumber energi yang sangat besar namun pemanfaatannya masih dibawah

potensinya. Maka penerapan PLTMH merupakan alternatif yang paling baik. Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro (PLTMH) telah dikembangkan diberbagai daerah pedesaan di Indonesia.

Turbin banki merupakan turbin impuls dengan aliran radial awal pengembangan turbin banki (Cross-flow) di Nepal didasarkan pada teori profesor Donat Banki yang mempatenkan konsepnya sekitar tahun 1920. Turbin banki sekarang ini sudah jarang dipakai digantikan turbin-turbin yang lebih modern seperti turbin pelton, francis atau pun kaplan. Tetapi bagaimanapun juga, turbin banki mempunyai keunggulan dibanding turbin jenis lainnya.

Turbin air cross flow adalah seluruh turbin air radial dimana aliran air masuk dan keluar rotor melalui lingkaran peripheral rotor yang sama. Turbin air cross flow pertama kali diperkenalkan oleh A.G.M. Michell dan D. Bakri pada awal abad ini.

Haimerl (1960) misalnya, telah mengadakan suatu percobaan yang dipusatkan pada hadirnya pengaruh reaksi pada tingkat pertama. Kenaikan tekanan sekitar 6,3% dari head yang terukur pada kecepatan putaran tertentu telah didapatnya dari rotor impuls yang dipergunakannya. Perkiraan kerugian gesek spesifik pada tingkat pertama antara: $h_2/H = 0,035$ untuk head spesifik H sebesar 1 m. tidak ada

keterangan lebih jauh menyangkut terjadinya kenaikan tekanan ini.

Varga (1959), telah memberikan hasil – hasil yang lebih luas dari kajian teoritik dan percobaan yang dipusatkannya pada fenomena reaksi pada tingkat pertama.

Pembangkit Listrik Tenaga Mikrohidro

A. Pembangkit Listrik

Untuk mempelajari lebih jauh tentang Banki, ada beberapa hal dasar yang harus dipahami lebih dahulu. Hal-hal tersebut menyangkut kondisi aliran, persamaan dan hubungan dasar yang diperlukan dalam pembahasan turbin Banki. Dan juga sangat penting adalah perilaku aliran pada sudu-sudu turbin yang dapat diketahui dengan mempelajari segi tiga kecepatan baik sedang masuk maupun keluar roda turbin.

B. Karakteristik Turbin Banki

Turbin Banki memiliki karakteristik yang spesifik dibanding jenis penggerak turbin lainnya diantaranya ialah :

1. Berdasarkan Kecepatan Spesifik (*ns*)

Yang dimaksud dengan kecepatan spesifik dari suatu turbin ialah kecepatan putaran runner yang dapat dihasilkan daya efektif 1 BHP untuk setiap tinggi jatuh 1 meter atau dengan rumus dapat ditulis (Himran 2006),(Dietzel 1993)

$$N_s = n \cdot Ne^{1/2} / H_{efs}^{5/4} \quad (1)$$

Kecepatan putaran runner yang dapat dihasilkan daya efektif adalah kecepatan spesifik (N_s), Kecepatan putaran turbin (n), tinggi jatuh efektif air H_{efs} , daya turbin efektif (Ne)

$$ns = 3.65 \frac{\sqrt{Q}}{H^{4/3}} \text{ (rpm)} \quad (2)$$

Kecepatan putaran runner yang dapat dihasilkan daya efektif yaitu kecepatan spesifik, N_s (rpm), Kecepatan putaran turbin (n), tinggi jatuh efektif air H (m), Debit air masuk dalam runner Q (m^3/s). Setiap turbin air memiliki nilai kecepatan spesifik masing-masing. menjelaskan batasan kecepatan spesifik untuk beberapa turbin konvensional .

2. Keunggulan Turbin Banki

Turbin Banki adalah salah satu turbin air dari jenis turbin aksi (*impulse turbine*). Turbin ini mula-mula ditemukan oleh seorang insinyur Australia yang bernama *A.G.M. Michell* pada tahun 1903 kemudian turbin ini dikembangkan dan dipatenkan di Jerman Barat oleh *Prof. Donat Banki* sehingga turbin ini diberi nama *Turbin Banki* atau *Turbin Michell-Ossberger* (Haimel 1960).

Pemakaian jenis *Turbin Banki* lebih menguntungkan dibanding dengan penggunaan kincir air maupun jenis turbin mikrohidro lainnya. Penggunaan turbin ini untuk daya yang sama dapat menghemat biaya pembuatan penggerak mula sampai 50 % dari penggunaan kincir air dengan bahan yang sama. Penghematan ini dapat dicapai karena ukuran *Turbin Banki* lebih kecil dan lebih kompak dibanding kincir air. Diameter kincir air yakni roda jalan atau runnernya biasanya 2 meter ke atas, tetapi diameter *Turbin Banki* dapat dibuat hanya 20 cm saja sehingga bahan-bahan yang dibutuhkan jauh lebih sedikit, itulah sebabnya bisa lebih murah.

Untuk daya guna atau efisiensi rata-rata turbin Banki lebih tinggi dari pada daya guna kincir air.

Hubungan antara efisiensi dengan pengurangan debit akibat pengaturan pembukaan katup yang dinyatakan dalam perbandingan debit terhadap debit maksimumnya. Untuk *Turbin Banki* dengan $Q/Q_{mak} = 1$ menunjukkan efisiensi yang cukup tinggi sekitar 80 %, disamping itu untuk perubahan debit sampai dengan $Q/Q_{max} = 0,2$ menunjukkan harga efisiensi yang relatif tetap.

Menurut (Haimel 1960) bahwa hasil pengujian laboratorium yang telah dilakukan oleh pabrik turbin *Ossberger* Jerman Barat yang menyimpulkan bahwa daya guna kincir air dari jenis yang paling unggul sekalipun hanya mencapai 70 % sedang efisiensi turbin *Banki* mencapai 82 % (Haimel 1960).

Tingginya efisiensi *Turbin Banki* ini akibat pemanfaatan energi air pada turbin ini dilakukan dua kali, yang pertama energi tumbukan air pada sudu-sudu pada saat air mulai masuk, dan yang kedua adalah daya dorong air pada sudu-sudu saat air akan meninggalkan *runner*. Adanya kerja air yang bertingkat ini ternyata memberikan

keuntungan dalam hal efektifitasnya yang tinggi dan kesederhanaan pada sistim pengeluaran air dari *runner*.

Dari kesederhanaannya jika dibandingkan dengan jenis turbin lain, maka *Turbin Banki* yang paling sederhana. Sudu-sudu *Turbin Pelton* misalnya, bentuknya sangat pelik sehigga pembuatannya harus dituang. Demikian juga *runner Turbin Francis, Kaplan dan Propeller* pembuatannya harus melalui proses pengecoran/tuang akan tetapi *runner Turbin Banki* dapat dibuat dari material baja sedang (mild steel) seperti St.37, dibentuk dingin kemudian dirakit dengan konstruksi las. Demikian juga komponen-komponen lainnya dari turbin ini semuanya dapat dibuat di bengkel-bengkel umum dengan peralatan pokok mesin las listrik, mesin bor, mesin gerinda meja, bubut dan peralatan kerja bangku, itu sudah cukup.

Dari kesederhanaannya itulah maka *Turbin Banki* dapat dikelompokkan sebagai teknologi tepat guna yang pengembangannya di masyarakat pedesaan memiliki prospek cerah karena pengaruh keunggulannya sesuai dengan kemampuan dan harapan masyarakat.

Dari beberapa kelebihan *Turbin Banki* itulah, maka sampai saat ini pemakaiannya di beberapa negara lain terutama di Jerman Barat sudah tersebar luas, bahkan yang dibuat oleh pabrik *Turbin Ossberger* sudah mencapai 5.000 unit lebih, sebagaimana diungkapkan (Haimeri 1960).

Selanjutnya [4] menyatakan pula bahwa setiap unit dari turbin ini dapat dibuat sampai kekuatan kurang lebih 750 KW, dapat dipasang pada ketinggian jatuh antara 1 sampai 200 meter dengan debit air sampai 3.000 liter/detik. Cocok digunakan untuk Pembangkit Listrik Tenaga Mikro Hidro, penggerak instalasi pompa, mesin pertanian, workshop, bengkel dan lain sebagainya.

3) Cara Kerja Turbin Air Aliran Lintang

Air masuk kedalam turbin melalui nosel dengan kecepatan maupun debit tertentu kemudian melewati sebuah katup pengarah (*guide vane*) dan menuju ke runner bagian luar yang memiliki diameter luar (*outer*). Bagian yang berputar runner terdiri dari dua piringan (*rim*) yang disambung dengan beberapa buah sudu (*blade*) yang disusun secara paralel.

Sambungan-sambungan sudu (*blade*) pada rim secara tidak langsung membentuk diameter dalam (*inner*). Setelah air melewati katup pengarah dalam hal mengarahkan air dan membentuk sudut $\alpha = 20^\circ$ terhadap arah tangensial roda kemudian masuk memenuhi celah-celah sudu seperti ditunjukkan .Pada kondisi ini kecepatan air akan terbagi menjadi kecepatan absolut C , kecepatan relatif W dan kecepatan tangensial U . Kecepatan tangensial ini menyebabkan gaya tangensial sehingga bisa menggerakkan/memutar turbin.

Adapun air mengisi sudu-sudu dan memenuhi sudu-sudu tersebut, mengalir menempati daerah kosong selanjutnya masuk ke daerah bagian bawah dari turbin, air masuk dengan kecepatan absolut, kecepatan relatif dan kecepatan tangensial yang dimanfaatkan kembali untuk menggerakkan turbin kemudian keluar secara bebas dari lingkaran luar (*outer*) menuju kesaluran buangan.

Kecepatan air masuk dan keluar turbin gambaran mengenai segitiga kecepatan untuk mudah memahami kecepatan aliran air masuk maupun keluar dari turbin dibagi menjadi dua tingkatan dimana pada sudu atas memiliki aliran yang masuk maupun keluar dari sudu sudu atas dengan kecepatan aliran yang memiliki subscript 1 dan 2 sedangkan untuk kecepatan air yang masuk dan keluar pada turbin sudu bawah memiliki subscript 3 dan 4. Dapat pula diketahui bahwa kecepatan absolut C , kecepatan relatif W dan kecepatan tangensial U Aliran air masuk ke sudu-sudu turbin sudu atas dengan kecepatan C_1 membentuk sudut α_1 terhadap kecepatan tangensial U_1 , kecepatan arah relatif W_1 membentuk sudut β_1 terhadap kecepatan tangensial u_1 kemudian air melewati sudu sudu atas dengan kecepatan keluar masing-masing C_2 membentuk sudut α_2 terhadap kecepatan tangensial U_2 demikian halnya dengan kecepatan relatif W_2 membentuk sudut β_2 terhadap arah kecepatan tangensial U_2 .

Selanjutnya air masuk ke sudu-sudu sudu bawah dengan kecepatan absolut C_3 dan membentuk sudut α_3 terhadap kecepatan tangensial U_3 demikian pula kecepatan relatif W_3 membentuk sudut β_3 terhadap U_3 selanjut air akan melewati sudu sudu bawah dan keluar dari sudu bawah masing-masing dengan kecepatan absolut C_4

yang membentuk sudut α_4 terhadap kecepatan aliran tangensial U_4 demikian pula dengan kecepatan arah relatif W_4 membentuk sudut β_4 terhadap kecepatan arah tangensial U_4 . Jika gesekan dan interaksi dalam jet dapat diabaikan, maka

Untuk memperkecil tumbukan, maka aliran yang keluar dari sudu-sudu sudu bawah dibuat agar keluar dalam arah relatif.

C. Aliran pada kondisi tunak (steady state)

Aliran akan berada pada kondisi steady jika hubungan antara dua harga kecepatan yang diamati pada titik yang berbeda bernilai konstan. pada laju aliran fluida melalui dua penampang A dan B besarnya sama. Aliran air dari tangki dengan tinggi permukaan air yang konstan yang terletak lebih tinggi, melalui satu pipa ketitik yang posisinya lebih rendah adalah konstan. jika luas penampang pipa keluaran diubah besarnya, maka aliran akan mencapai kondisi steady setelah tercapai kondisi kesetimbangan yang baru.

Persamaan kontinuitas

Jika laju aliran fluida $Q = (m^3/s)$ melalui suatu penampang A (m^2) dengan kecepatan seragam V (m/s) pada setiap titik, maka persamaan kontinuitas akan dipenuhi dalam kondisi steady:

$$Q = A \cdot V = \text{konstan} \quad (3)$$

Pemilihan luas penampang A harus tegak lurus terhadap arah aliran fluida. untuk kepentingan praktis, ini adalah kasus dimana luas penampang tegak lurus terhadap axis dari suatu pipa saluran.

D. Persamaan Bernoulli

Energi yang mengalir disetiap elemen suatu aliran fluida tersusun atas tiga komponen :

1. Energi potensial, besarnya $W \cdot h$
Dimana W (kgm/s^2) adalah berat cairan dan h adalah jarak tegak lurus atau head di atas suatu titik referensi.
2. Energi Tekanan, besarnya $\frac{w \cdot p}{\rho}$
Dimana P adalah tekanan (N/m^2) dan ρ adalah kerapatan fluida (kg/m^3) atau dengan kata lain $\frac{p}{\rho}$ adalah head tekanan
3. Energi Kinetik (kecepatan), besarnya $\frac{w v^2}{2g}$

Yang diperoleh dari head kecepatan $\frac{v^2}{2g}$, (hukum Toricelli, $c = \sqrt{2gh}$) dimana $g(m/s^2)$ adalah konstanta gravitasi dan W adalah berat fluida.

Sehingga head energi yang terkandung dalam 1 kg fluida adalah :

$$H_c = h + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2g} + \frac{c^2}{2g} \text{ (mkg/kg)} \quad (4)$$

Untuk keperluan praktis dari studi tentang aliran, kita dapat mengasumsikan bahwa semua elemen fluida mengandung jumlah energi yang sama di entry point hingga kesistem yang diamati, hingga persamaan (4) berlaku untuk seluruh sistem. Jika tidak ada energi yang dimasukkan atau diambil kedalam sistem,

Maka :

$$h + \frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2g} + \frac{c^2}{2g} = \text{Konstan} \quad (5)$$

Persamaan (3) dikenal dengan persamaan bernoulli, yang menyatakan bahwa tidak ada energi yang hilang pada sistem aliran saat steady state untuk fluida yang bebas gesekan (inviscid fluid).

Untuk $h = \text{konstan}$ dan untuk aliran tegak lurus dengan luas penampang referensi :

$$\frac{p}{\rho} + \frac{v^2}{2g} = \text{Konstan} \quad (6)$$

Dari persamaan (6) bisa disimpulkan bahwa titik yang bertekanan rendah kecepatannya akan tinggi dan sebaliknya. Pada suatu pipa saluran luas penampangnya secara kontinyu mengecil, sedemikian sehingga kecepatan naik secara proporsional, berdasarkan persamaan (3) dengan penurunan luas penampang maka tekanan akan turun secara kontinyu. Tetapi jika kecepatan fluida naik terlalu tinggi akan mengakibatkan penurunan tekanan secara berlebihan sehingga menyebabkan pemisahan fluida. Pada situasi seperti ini akan berbentuk gelombang-gelombang uap sesaat setelah tekanan fluida turun hingga lebih rendah dari pada tekanan jenuhnya. fenomen ini dikenal dengan nama kavitasi dan biasanya disertai dengan suara yang ditimbulkan oleh gelombang uap air yang membentur dinding saluran.

E. Lintasan Pancaran Air (Jet) Melalui Turbin

Dengan asumsi bahwa pusat pancaran air masuk roda turbin pada titik A dengan sudu absolut α_1 , maka kecepatan air keluar turbin adalah :

$$C_1 = C(2gH)^{0.5} \quad (7)$$

kecepatan absolut air (C_1) masuk pada sudu atas, tinggi air jatuh H (m), koefisien nosel (C)

Kecepatan relatif air pada sisi masuk, w_1 , bisa diketahui tangensial pada sisi masuk tersebut, u_1 , diketahui. Sudut yang dibentuk oleh kecepatan relatif dengan kecepatan absolut dinamai sudut relatif, β_1 . Untuk mencapai efisiensi maksimum, sudut harus sama dengan β_1 . Hal yang sama berlaku pada sisi keluar rim. Jika AB merepresentasikan sudu, maka kecepatan relatif air keluar dari rim, w_2' membentuk sudut β_2 terhadap kecepatan tangensial, u_2' , dan kecepatan absolutnya dapat ditentukan dari w_2' , β_2 , dan u_2 . Sudut antara kecepatan absolut tersebut dengan kecepatan tangensial adalah α_2 .

Dengan asumsi tidak ada perubahan kecepatan absolut, maka titik C, melalui mana air masuk lagi ke rim bisa ditentukan. Kecepatan absolut c_2' di titik ini menjadi c_1' dan lintasan absolut air melalui sudu CD, dari titik C ke titik D bisa diketahui dengan pasti. Sehingga diperoleh $\alpha_1' = \alpha_2'$, $\beta_1' = \beta_2'$ dan $\beta_1 = \beta_2$, karena semuanya merupakan sudut-sudut yang saling berkaitan pada sudu yang sama.

F. Analisis perhitungan

1. Persamaan-Persamaan untuk Segitiga Kecepatan

Segitiga kecepatan adalah merupakan cara penggambaran arah dari fluida yang masuk maupun keluar pada sudu turbin yang dapat diuraikan menjadi kecepatan absolut C, kecepatan relatif W dan kecepatan tangensial U.

Kecepatan absolut air masuk ke runner,

$$C_1 = k\sqrt{2gH} \quad (m/s) \quad (8)$$

koefisien dependent (k) dari nosel biasanya 80 – 95 (Mockmore dkk, 1949), (Dietzel 1993) sedangkan gravitasi (g) m/s^2 , tinggi air jatuh H (m).

Komponen kecepatan absolut, pada sisi masuk turbin adalah

$$C_{u1} = C_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (9)$$

$$C_{u2} = C_2 \cos \alpha_2, \quad (10)$$

$$C_{u3} = C_3 \cos \alpha_3 \quad (11)$$

$$C_{u4} = C_4 \cos \alpha_4 \quad (12)$$

Komponen kecepatan relatif,

$$W_{u1} = W_1 \cdot \cos \beta_1 \quad (m/s) \quad (13)$$

Kecepatan Tangensial, U

$$U_1 = \frac{1}{2} C_1 \cos \alpha_1 \quad (m/s) \quad (14)$$

Persamaan 6 – 12 dikutip dari (Meier 1990).

Rumusan kecepatan spesifik dapat dilihat berikut ini :

$$ns = \frac{n\sqrt{N}}{H^{5/4}} \quad (rpm) \quad (15)$$

Kecepatan putaran runner yang dapat dihasilkan daya efektif adalah kecepatan spesifik N_s (rpm), Kecepatan putaran turbin (n), tinggi air jatuh (H) m, daya turbin N (Hp).

$$ns = 3.65 \frac{\sqrt{Q}}{H^{4/3}} \quad (rpm) \quad (16)$$

Kecepatan putaran runner yang dapat dihasilkan daya efektif adalah kecepatan spesifik N_s (rpm), Kecepatan putaran turbin (n), tinggi jatuh efektif air H (m) Dalam proses penelitian ini digunakan persamaan (16) untuk mengidentifikasi jenis turbin.

Laju aliran Massa fluida adalah

$$\dot{m} = \rho \cdot Q \quad (kg/s) \quad (17)$$

dimana : Massa jenis air 1000 (ρ) kg/m^3 , Debit (Q) m^3/s ,

Daya Air, PA

$$PA = \rho Q g H \quad (kW) \quad (18)$$

Dimana : gravitasi (g) m/s^2 , head (H) m.

Daya Turbin, PT

$$P_T = P_A \times \eta_T \quad (kW) \quad (19)$$

Daya Sudu dan Daya Efektif Poros

Untuk daya sudu dan poros dihitung dari daya sudu atas dan daya sudu bawah

Daya sudu atas

$$P_1 = \dot{m}(C_1 \cos \alpha_1 - C_2 \cos \alpha_2) u$$

$$P_1 = \dot{m}(U_1 C_1 \cos \alpha_1 - U_2 C_2 \cos \alpha_2)$$

Daya sudu bawah

$$P_2 = \dot{m}(C_3 \cos \alpha_3 - C_4 \cos \alpha_4) u$$

$$P_2 = \dot{m}(U_3 C_3 \cos \alpha_3 - U_4 C_4 \cos \alpha_4)$$

Total daya sudu atas+ daya sudu bawah

$$P = P_1 + P_2 \quad (kW) \quad (20)$$

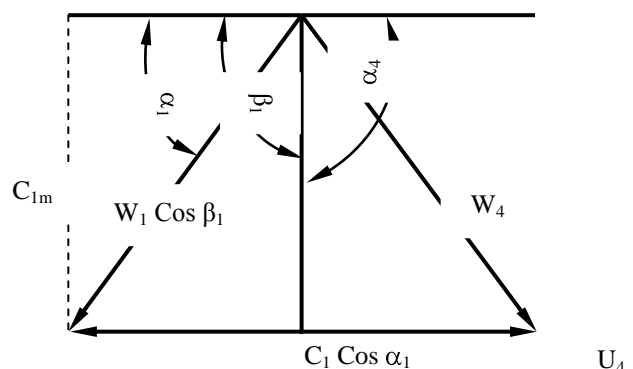
Jadi Daya Efektif Poros, $P_{p \text{ eff}}$

$$P_{p \text{ eff}} = P \times \eta_m \quad (kW) \quad (21)$$

untuk efisiensi maksimum sudu turbin cross flow dapat dicari dengan persamaan :

$$\eta_{\max} = \frac{C^2 (1 + \psi) \cos^2 \alpha_1}{2} \quad (22)$$

Dimana Faktor-faktor $C = 0,98$ $\psi = 0,98$ (Mockmore dkk, 1949)

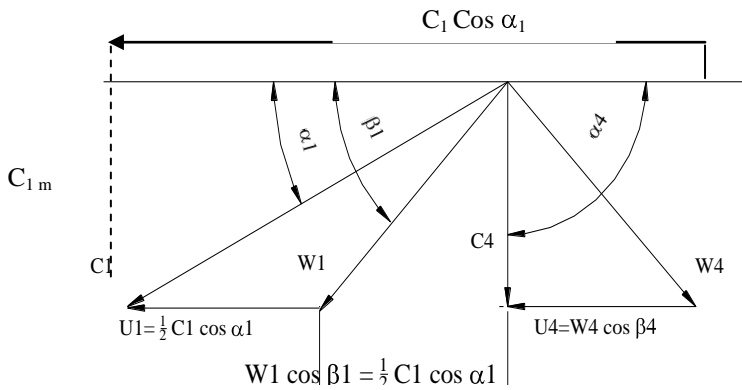


Gambar 1. Diagram segitiga kecepatan pada efisiensi teoritis

Dari persamaan di atas terlihat bahwa efisiensi maksimum sudu akan semakin tinggi jika

sudut α_1 semakin kecil tetapi untuk membuat sudut α_1 yang kecil dibatasi oleh kesulitan dalam pembuatannya (Meier 1990) (Mockmore dkk, 1949).

Untuk daya yang dihasilkan turbin hanya setengahnya, maka sudu pengarah diputar sedemikian rupa hingga kapasitas air diredam menjadi $Q/2$, dengan demikian c_m dan U_1 berkurang menjadi setengahnya juga



Gambar 2. Diagram segitiga kecepatan pada efisiensi teoritis maksimum

Dari gambar 2 di atas C_4 keluar sudu membentuk sudut 90° atau sudut dalam arah relatif sehingga diperoleh hubungan :

$$C_{1m} = W_1 \sin \beta_1 \quad (23)$$

$$C_{1m} = C_1 \sin \alpha_1 \quad (24)$$

Jadi, $W_1 \sin \beta_1 = C_1 \sin \alpha_1$
 $1/2 \frac{C_1 \cdot \cos \alpha_1}{\cos \beta_1} \sin \beta_1 = C_1 \sin \alpha_1$

$$\frac{\sin \beta_1}{\cos \beta_1} = 2 \frac{\sin \alpha_1}{\cos \alpha_1}$$

$$2 \tan \alpha_1 = \tan \beta_1 \quad (25)$$

Dari gambar 15 diasumsikan tebal blade diabaikan dimana S_1 adalah ketebalan jet pada saat masuk sudu turbin.

Ketebalan jet pada sisi masuk sudu adalah :

$$S_1 = t \sin \beta_1 \quad (26)$$

$$\beta_2 = 90^\circ.$$

Ketebalan jet pada sisi keluar sudu adalah :

$$S_2 = t (R_1/R_2) \quad (27)$$

Jarak antara jari-jari luar dengan jari-jari dalam turbin

$$R_1 - R_2 = a \quad (28)$$

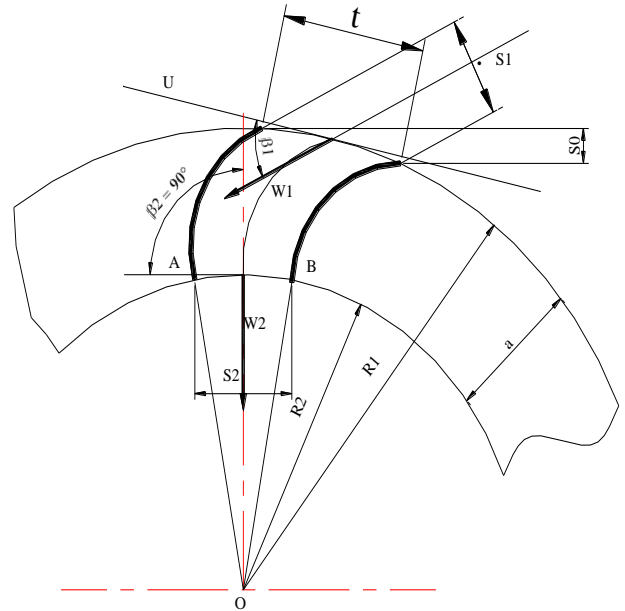
Bila spasi sudu terlalu kecil akan mengakibatkan air menabrak sudu dan air tidak dapat mengalir melewati arah menyilang dari sudu sehingga menimbulkan tekanan balik. Selain

itu akan menyebabkan tidak efisien karena jet akan terpisah di antara sudu.

Untuk mengetahui kecepatan W_2 yang dipengaruhi oleh gaya sentrifugal (lihat gambar 3)

$$W_1^2 - W_2^2 = U_1^2 - U_2^2 \text{ atau}$$

$$W_2^2 = U_2^2 - U_1^2 = C_1^2$$



Gambar 3. Spacing sudu

dan dari (Alex Arter/Ueli Meier 1990) .

$$W_2 = W_1 (S_1/S_2) \text{ dimana } (S_1/S_2) = (R_1/R_2) \sin \beta_1$$

$$= W_1 (R_1/R_2) \sin \beta_1$$

$$U_2 = U_1 (R_2/R_1)$$

$$\left(\frac{W_1}{U_1}\right)^2 - \left(\frac{W_1}{U_1}\right)^2 \left(\frac{R_1}{R_1}\right)^2 \cdot \sin^2 \beta_1 = 1 - \left(\frac{R_1}{R_1}\right)^2 \quad (29)$$

$$\frac{\left(\frac{W_1}{U_1}\right)^2 \left(\frac{R_1}{R_1}\right)^2 - \left(\frac{W_1}{U_1}\right)^2 \cdot \sin^2 \beta_1}{\left(\frac{R_1}{R_1}\right)^2} = 1 - \left(\frac{R_1}{R_1}\right)^2 \quad (30)$$

$$\text{Misalkan } x = (R_2/R_1)^2$$

$$\frac{\left(\frac{W_1}{U_1}\right)^2 x - \left(\frac{W_1}{U_1}\right)^2 \cdot \sin^2 \beta_1}{x} = 1 - x$$

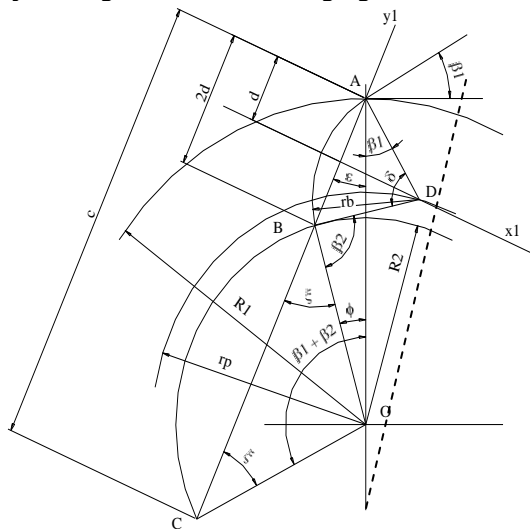
$$\left(\frac{W_1}{U_1}\right)^2 x - \left(\frac{W_1}{U_1}\right)^2 \cdot \sin^2 \beta_1 = x - x^2$$

$$x^2 - \left[\left(\frac{W_1}{U_1}\right)^2 x - \left(\frac{W_1}{U_1}\right)^2 \cdot \sin^2 \beta_1\right] = 0 \quad (31)$$

2. Persamaan untuk menghitung bagian-bagian Turbin

a. Geometri Sudu

Untuk menentukan radius sudu kita harus memperhatikan geometri dari sudu seperti yang ditunjukkan gambar 4 Lihat segitiga COA



Gambar 4. Konstruksi dari sudu

Jarak garis penghubung dari titik potong jari-jari luar turbin dengan titik potong jari-jari dalam turbin dari segitiga COA

$$c = \sqrt{R_1^2 + R_2^2 - 2 R_1 R_2 \cos (\beta_1 + \beta_2)} \quad (32)$$

$$\varepsilon = \arcsin \frac{180^\circ - (R_1 \sin \beta_1 + R_2 \sin \beta_2)}{c} \quad (33)$$

$$\xi = 180^\circ - (\beta_1 + \beta_2 + \varepsilon) \quad (34)$$

Sudut antara jari-jari dalam runner dengan titik pusat runner

$$\phi = \beta_1 + \beta_2 - (180^\circ - 2\xi) \quad (35)$$

$$d = \frac{R_1 \sin \phi}{2 \sin 180^\circ - \xi} \quad (36)$$

Sudut kelengkungan blade

$$\delta = 180^\circ - 2 (\beta_1 + \varepsilon) \quad (37)$$

Radius blade

$$r_b = \frac{d}{\cos (\beta_1 + \varepsilon)} \quad (38)$$

Radius pitch dari segitiga OAD

$$r_b = \sqrt{r_b^2 + R_2^2 - 2 r_b R_1 \cos \beta_1} \quad (39)$$

Penelitian ini dibuat dan diuji Laboratorium proses produksi Jurusan Teknik Mesin Universitas Muslim Indonesia dan di Laboratorium Mekanika Fluida Fakultas Teknik Jurusan Teknik Universitas Muslim Indonesia.

Data yang dipergunakan pada pengujian ini merupakan data yang diperoleh dari hasil pengukuran langsung pada alat ukur pengujian.

Data yang diperoleh diolah kedalam rumus empiris dan disajikan dalam bentuk tabulasi dan grafik.

Adapun metode pengumpulan data yang dilakukan antara lain :

1. Pembuatan Pembangkit Mikrohidro Turbin Banki kapasitas 200 watt sebagai alat percobaan laboratorium.
2. Pengambilan data pada pengujian Turbin
3. Studi kepustakaan

HASIL DAN PEMBAHASAN

1. Hubungan Daya dengan Putaran

Berdasarkan Grafik 1 hubungan daya turbin terhadap putaran menunjukkan bahwa setiap pembukaan sudu pengarah, daya turbin maksimum terjadi pada putaran konstan 550 rpm dimana pada pembukaan sudu pengarah 12° daya turbin mencapai 0,072 kW, pada pembukaan sudu pengarah 14° daya turbin mencapai 0,090 kW, pada pembukaan sudu pengarah 16° daya turbin mencapai 0,108 kW, pada pembukaan sudu pengarah 18° daya turbin mencapai 0,161 kW dan pada pembukaan sudu pengarah 20° daya turbin mencapai 0,186 kW. Dari penelitian C. A Mockmore daya maksimal yang didapatkan 2,75 pada 280 rpm pada bukaan sudu pengarah penuh daya sedikit lebih rendah dari daya yang diduga sedangkan kecepatan melebihi kecepatan optimum jumlah air yang digunakan hanya 2,22 cfs dari 3 cfs yang diasumsikan (Mockmore dkk, 1949).

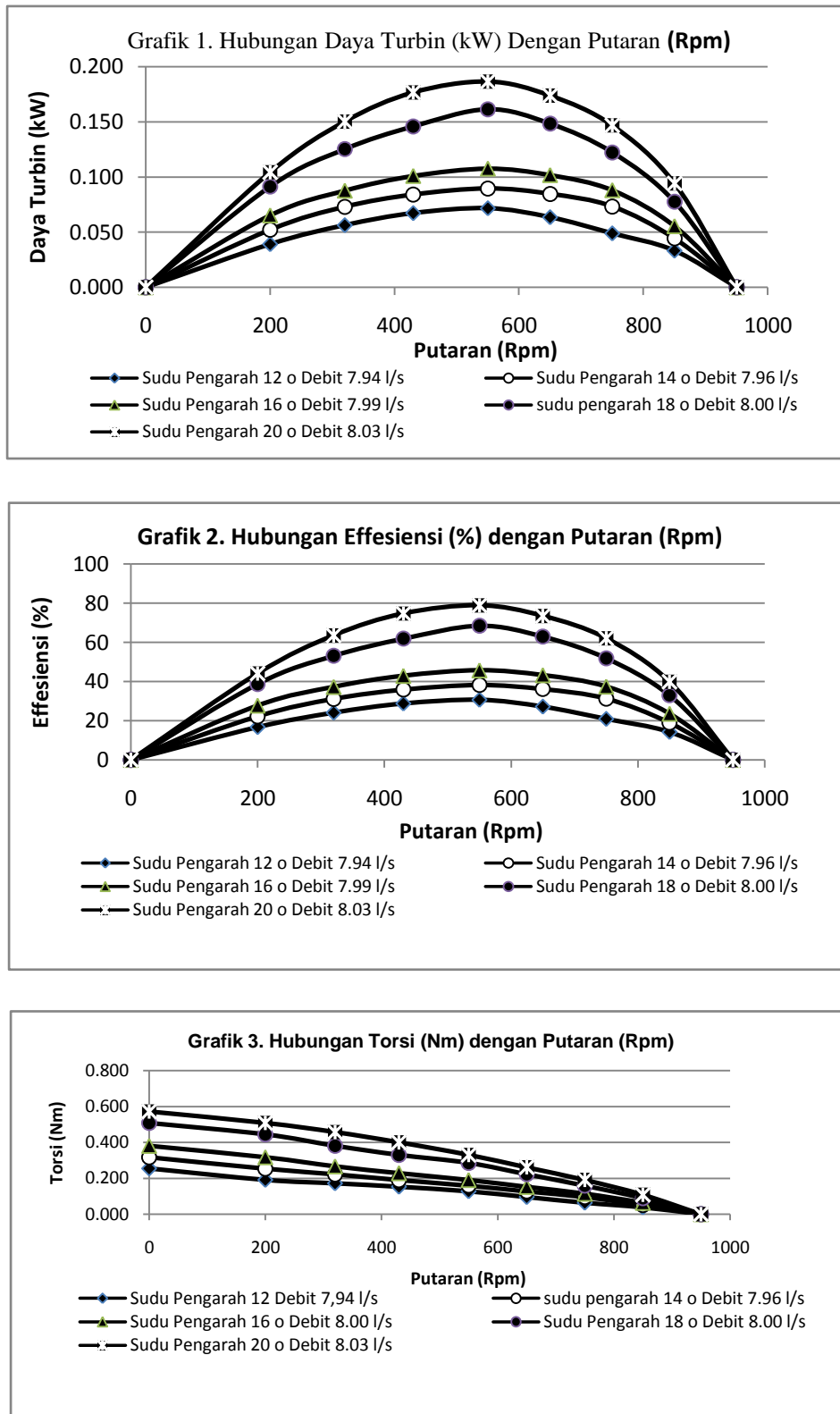
2. Efisiensi Turbin

Berdasarkan Grafik 2 hubungan efisiensi terhadap putaran menunjukkan bahwa setiap pembukaan sudu pengarah, efisiensi turbin maksimum terjadi pada putaran konstan 550 rpm dimana pada pembukaan sudu pengarah 12° efisiensi turbin mencapai 30,692 %, pada pembukaan sudu pengarah 14° efisiensi turbin mencapai 38,269 %, pada pembukaan sudu pengarah 16° efisiensi turbin mencapai 45,75 %, pada pembukaan sudu pengarah 18° efisiensi turbin mencapai 68,54 % dan pada pembukaan sudu pengarah 20° efisiensi turbin mencapai 78,906 %. Penelitian C. A. Mockmore, efisiensi tertinggi yang dicapai adalah 68 % pada kecepatan optimum 270 rpm, efisiensi turun

dengan turunnya bukaan sudu pengarah 50% (Mockmore dkk, 1949).

3. Torsi

Berdasarkan Grafik 3 hubungan torsi terhadap putaran menunjukkan bahwa baik pada pembukaan sudu pengarah 12°, 14°, 16°, 18° dan 20° torsi berkurang seiring bertambahnya putaran akibat pembebanan yang terus di turunkan.



Gambar 4. Grafik daya turbin, efisiensi & torsi terhadap putaran

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil analisa data diatas dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Untuk memperoleh dimensi turbin banki yang didesain dilakukan dengan menentukan debit air, head, daya turbin 200 watt dan putaran 550 rpm.
2. Berdasarkan hasil pengujian nampak bahwa semakin besar pembukaan sudu pengarah dengan beban bervariasi pada putaran konstan diperoleh daya turbin maksimum sebagai berikut : pada pembukaan sudu pengarah 12° dengan beban 2 kg pada putaran 550 rpm menghasilkan daya 72 watt dan pada pembukaan sudu pengarah maksimum 20° dengan beban 5,2 kg pada putaran 550 rpm menghasilkan daya 186 watt. Dari hasil pengujian daya yang dihasilkan lebih kecil dari daya rencana disebabkan karena terjadinya kerugian mekanis pada

DAFTAR PUSTAKA

- Arter. A, Meier. U, 1990. "*Hydraulic Engineering Manual*" makalah volume II, SKAT, Swiss Centre Appropriate Technology St. Gallen, Switzeland.
- C.A. Mockmore, Fred Merryfieldm, 1949, "*The Banki Water Turbin*" Oeragon State College, Corvalis.
- Himran Syukri, "Dasar-Dasar Merencanakan Turbin Air", CV. Bintang Lamumpatue, Makassar, 2006
- Haimerl,L.A, 1960. "*The Cross Flow Turbine*", Jerman Barat
- Fritz Dietzel, "Turbin, Pompa dan Kompresor", Erlangga, Jakarta, 1993